DOI https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-2-76-2
УДК 621.225.001.4

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ ТА КОМПОНУВАННЯ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ СЕРІЇ PRG

DESIGN AND ARRANGEMENT FEATURES OF PRG SERIES PLANETARY HYDRAULIC MOTORS

А. І. Панченко[1], д-р техн. наук, професор ORCID: 0000-0002-1230-1463
А. А. Волошина[1*], д-р техн. наук, професор ORCID: 0000-0003-4052-2674
І. А. Панченко[1], асистент ORCID: 0000-0003-2150-4278
І. М. Холод[1], асистент ORCID: 0000-0002-3652-0687
А. А. Волошин[2], викладач спец. дисциплін ORCID: 0009-0004-3850-7613

[1] *Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного,*
[2] *ВСП «Мелітопольський фаховий коледж ТДАТУ»*
*e-mail: voloshinaa2012@gmail.com

Анотація. У мехатронних модулях з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем сучасної самохідної техніки все більше застосування знаходять гідравлічні машини планетарного типу. Експлуатаційна ефективність цих гідромоторів визначається чотирма основними вузлами – система роторів, розподільний пристрій, механізм, що компенсує планетарний рух роторів та ущільнення вихідного кінця валу гідромотора. Для підвищення ефективності використання самохідної техніки шляхом стабілізації вихідних характеристик виконавчих механізмів розроблено планетарні гідромотори серії PRG, які представлені чотирма типорозмірними уніфікованими рядами гідромоторів PRG-33, PRG-22, PRG-11 та PRG-8 з номінальною потужністю 33, 22, 11 та 8 кВт, відповідно, які здатні забезпечити частоту обертання робочого органу в діапазоні від 1420 до 75 хв-1. Гідромотори кожного уніфікованого ряду мають однакові приєднувальні розміри та вхідні характеристики, а відрізняються лінійним габаритним розміром, масою та вихідними характеристиками, у діапазоні зміни робочого об'єму від 35 до 1600 см^3.

Ключові слова: компенсуючий механізм, система роторів, кінематики руху роторів, зубчастий профіль, розподільна система, проточні частини, рух робочої рідини.

Постановка проблеми.

Безперервне зростання обсягів виробництва самохідної техніки сільськогосподарського, будівельного, дорожнього та транспортного призначення зумовлює підвищення вимог до її функціональних можливостей, надійності та енергоефективності [1]. У цих умовах особливої актуальності набуває питання гідрофікації активних робочих органів і ходових систем самохідних машин, оскільки саме гідроприводи забезпечують реалізацію силових і швидкісних режимів, необхідних для виконання технологічних операцій у змінних і часто складних умовах експлуатації.

Разом із тим, незважаючи на очевидні переваги гідроприводів, їх застосування в самохідній техніці залишається недостатньо широким як у вітчизняній, так і в закордонній практиці. Це зумовлено, насамперед, обмеженою номенклатурою серійно виготовлюваних гідромашин, а також невідповідністю їх вихідних характеристик сучасним вимогам щодо питомої потужності, масо-габаритних показників, коефіцієнта корисної дії та ресурсу [2]. Значна частина існуючих конструкцій гідромашин не забезпечує стабільної роботи в широкому діапазоні навантажень і швидкостей, що обмежує можливості їх використання в приводах активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки.

Особливої уваги потребують питання підвищення об’ємного та механічного коефіцієнтів корисної дії, зменшення внутрішніх витоків, забезпечення стабільності характеристик у перехідних режимах, а також адаптації гідромашин до роботи в умовах підвищених тисків і змінних навантажень. Це зумовлює необхідність застосування нових підходів до проєктування гідроприводів із гідромашинами обертальної дії та комплексного дослідження робочих процесів у їх основних вузлах.

Для приводу активних робочих органів мобільної техніки застосовують різні типи гідравлічних машин, зокрема шестеренні [3, 4], аксіально-поршневі [5–7] та героторні [8–10] гідромашини. Однак в останні роки особлива увага дослідників і конструкторів зосереджена на планетарних (орбітальних) гідромоторах [11–13], які вирізняються сукупністю експлуатаційних переваг та конструктивних особливостей.

Відмінною особливістю конструктивного виконання гідромоторів серії PRG є наявність зовнішнього та внутрішнього роторів із спеціальним гіпоциклоїдальним профілем зубів [14, 15]. Між центрами роторів орбітального гідромотора відсутній «жорсткий» кінематичний зв'язок, що призводить до нестандартних змін його вихідних характеристик [16, 17]. Стабільність вихідних характеристик гідравлічних приводів самохідної техніки визначається параметрами гідромоторів, які застосовують у цих приводах.

Ще одною особливістю гідромоторів серії PRG є наявність рухомого і нерухомого розподільників, при взаємодії яких, відбуваються робочі процеси, пов'язані з рухом робочої рідини по каналах з місцевими опорами через розподільні вікна, отвори та канали гідравлічних машин [18, 19]. Тобто, поряд з основними потоками робочої рідини, необхідними для функціонування гідромашини, виникають додаткові течії в торцевих зазорах між елементами розподільних систем гідромашин, їх отворах і каналах, що викликають наявність великих гідравлічних втрат, зумовлених геометрією проточних частин [20, 21].

Тому, розробка типорозмірних уніфікованих рядів планетарних гідромоторів зі стабільними вихідними характеристиками, обумовленими оригінальним конструктивним виконанням системи роторів з циклоїдальним профілем зубчастого зачеплення, механізму, що компенсує планетарний рух роторів та розподільної системи, що створює обертальне гідравлічне поле, що обертається, являється одним із актуальних завдань розвитку гідроприводів мехатронних систем самохідної техніки.

Аналіз останніх досліджень.

У наукових джерелах останніх років питання розробки та вдосконалення гідравлічних машин об’ємної дії залишається одним із ключових напрямів досліджень у галузі енергетично-ефективних гідроприводів. Основна увага приділяється створенню конструкцій із простішою технологією виготовлення та зниженими виробничими витратами, водночас з максимальною вихідною ефективністю та експлуатаційною надійністю. Такий підхід обумовлений необхідністю розширення застосування гідроприводів для приводів активних робочих органів мобільних машин із високими вимогами до питомої потужності та динамічних характеристик.

Значна кількість робіт присвячена орбітальним і героторним гідромашинам, які завдяки своїм конструктивним особливостям забезпечують поєднання високого пускового моменту, компактності та стабільної роботи в широкому діапазоні режимів. Запропоновано міцнісний аналіз зубчастої передачі [22], розглянуто принципи виготовлення елементів зубчастої передачі [23], розглянуто сили, що діють у зубчастому зачепленні [24], розроблено математичні моделі для опису зміни навантажень, а також проаналізовано трибологічні процеси [25], які призводять до зміни геометрії робочих поверхонь роторів у процесі експлуатації. Запропоновано програмні засоби для проєктування зубчастих профілів [26], що враховують рівняння гідродинаміки руху робочої рідини в робочих камерах гідромашин.

Водночас аналіз зазначених джерел показує, що більшість досліджень зосереджена переважно на процесах у системі роторів та зубчастому зачепленні, тоді як питання компенсації орбітального (планетарного) руху роторів залишаються недостатньо вивченими. Разом з тим саме механізм компенсації орбітального руху одного з витиснювачів істотно впливає на масо-габаритні показники та кінематичну досконаліть планетарних гідромашин. У планетарних гідромоторах серії PRG для цієї мети застосовується додаткове зубчасте зачеплення, яке забезпечує компенсацію планетарного руху та передачу крутного моменту, проте комплексний аналіз впливу такого механізму на загальну ефективність гідромотора в літературі практично відсутній.

Розглянуто моделювання течії робочої рідини в каналах героторних і планетарних гідромоторів [27], обґрунтовано причини виникнення кавітаційних явищ [28], а також запропоновано геометричні [29] та математичні [30, 31] моделі, що дозволяють досліджувати вплив параметрів проточних частин на вихідні характеристики гідромоторів [27]. Разом із тим у цих дослідженнях не приділено достатньої уваги питанням ущільнення вихідного кінця вала, яке є одним із найбільш відповідальних елементів гідромашини з точки зору надійності та ресурсу.

Особливістю гідромоторів серії PRG є те, що механізм компенсації планетарного руху конструктивно пов’язаний із системою роторів, тоді як ущільнення вихідного кінця валу належить до розподільної системи. Розподільна система планетарного гідромотора формує обертове гідравлічне поле [32], необхідне для роботи системи роторів [33], і складається з рухомого та нерухомого розподільників [34]. При цьому корпус гідромотора перебуває під тиском робочої рідини, що позитивно впливає на об’ємний коефіцієнт корисної дії, але одночасно ускладнює задачу забезпечення надійного ущільнення вихідного кінця вала.

Таким чином, аналіз літературних джерел дозволяє виділити чотири основні вузли, що визначають експлуатаційну ефективність планетарних гідромоторів серії PRG: система роторів, механізм компенсації планетарного руху роторів, розподільна система і вузол ущільнення вихідного кінця валу. Водночас слід зазначити, що на сьогодні однією з причин, які стримують широке впровадження гідроприводів активних робочих органів мобільної техніки, залишається обмеженість номенклатури високомоментних низькооборотних гідромоторів, а також відсутність комплексних досліджень, що поєднують аналіз усіх ключових вузлів планетарних гідромашин.

У зв’язку з цим актуальною науково-технічною задачею є розробка уніфікованих рядів планетарних гідромоторів із заданими вихідними характеристиками на основі системного підходу до їх проєктування, що забезпечить підвищення ефективності мехатронних систем з гідроприводом активних робочих органів і ходових систем самохідної техніки.

Методологія дослідження.

Для підвищення ефективності мехатронних систем з гідроприводом активних робочих органів і ходових систем самохідної техніки необхідно:

– розробити уніфіковані ряди планетарних гідромоторів із заданими вихідними характеристиками:
– запропонувати механізм компенсації планетарного руху роторів планетарного гідромотора;
– обґрунтувати кінематику переміщення елементів системи роторів планетарних гідромоторів;
– обґрунтувати переміщення робочої рідини в проточних частинах елементів розподільної системи планетарного гідромотора;
– розробити ущільнення вихідного кінця валу планетарного гідромотора.

Уніфіковані ряди планетарних гідромоторів серії PRG із заданими вихідними характеристиками

Для підвищення ефективності використання мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки розроблено типорозмірні уніфіковані ряди планетарних гідромоторів серії PRG із заданими вихідними характеристиками. Планетарні гідромотори серії PRG представлені чотирма типорозмірними рядами уніфікованих гідромоторів: PRG-33, PRG-22, PRG-11 та PRG-8 (рис. 1).

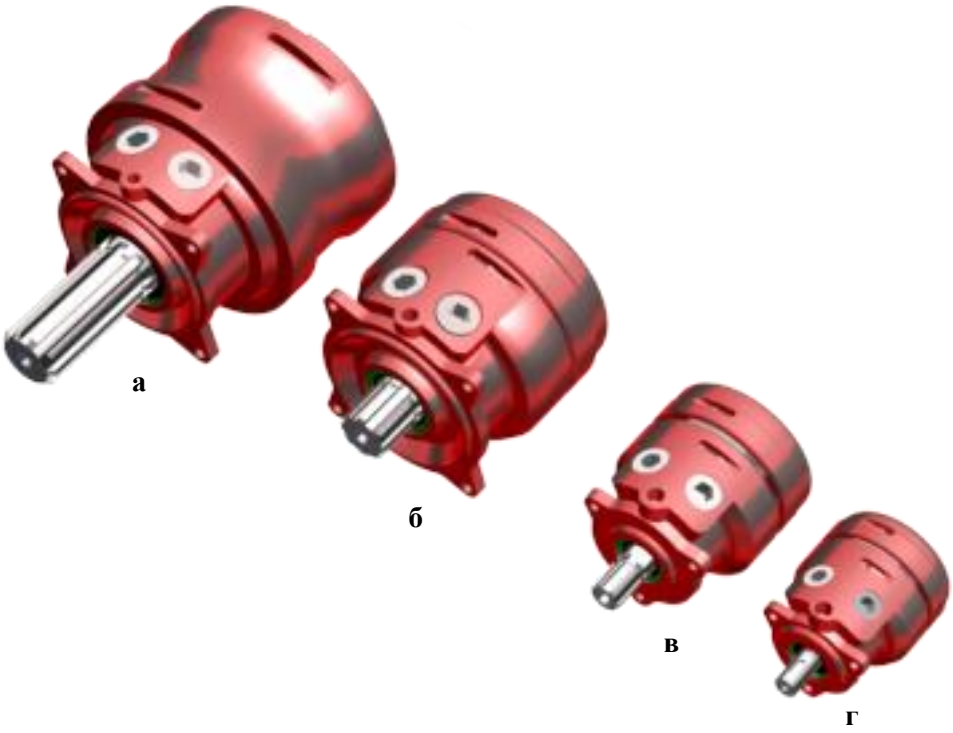


Рис. 1. Загальний вид планетарних гідромоторів серії PRG:
а – PRG-33; б – PRG-22; в – PRG-11; г – PRG-8

Типорозмірний ряд уніфікованих гідромоторів серії PRG-33 (рис. 1, а) номінальною потужністю 33 кВт, представляє собою (рис. 2, а) чотири гідромотори з робочими об'ємами 800, 1000, 1250 і 1600 см3 з номінальною частотою обертання валу гідромотора 150, 120, 96 та 75 хв$^{-1}$, відповідно.

Серія гідромоторів PRG-22 (рис. 1, б) представлена (рис. 2, б) сімома гідромоторами потужністю 22 кВт, з робочими об'ємами 160, 200, 250, 320, 400, 500 і 630 см^3 з номінальною частотою обертання валу гідромотора 600, 480, 380, 300, 240, 190 и 150 хв$^{-1}$, відповідно.

Планетарні гідромотори серії PRG-11 (рис. 1, в) номінальною потужністю 11 кВт представлені (рис. 2. в) сімома гідромоторами з робочими об'ємами 50, 63, 80, 100, 125, 160 і 200 см^3 з номінальною частотою обертання валу гідромотора 940, 746, 587, 470, 376, 294 і 235 хв$^{-1}$, відповідно.

Гідромотори уніфікованого ряду серії PRG-8 (рис. 1, г) номінальною потужністю 8 кВт, представляють собою сім гідромоторів з робочими об'ємами 35, 40, 50, 63, 80, 100 і 125 см^3 з номінальною частотою обертання валу гідромотора 1420, 1135, 910, 722, 555, 445 и 335 хв$^{-1}$, відповідно.

Всі планетарні гідромотори серії PRG виконані за однією кінематичною схемою (рис. 3), мають однакові приєднувальні розміри і вхідні характеристики та відрізняються лінійним габаритним розміром, масою і вихідними характеристиками, відповідно до робочого об'єму.

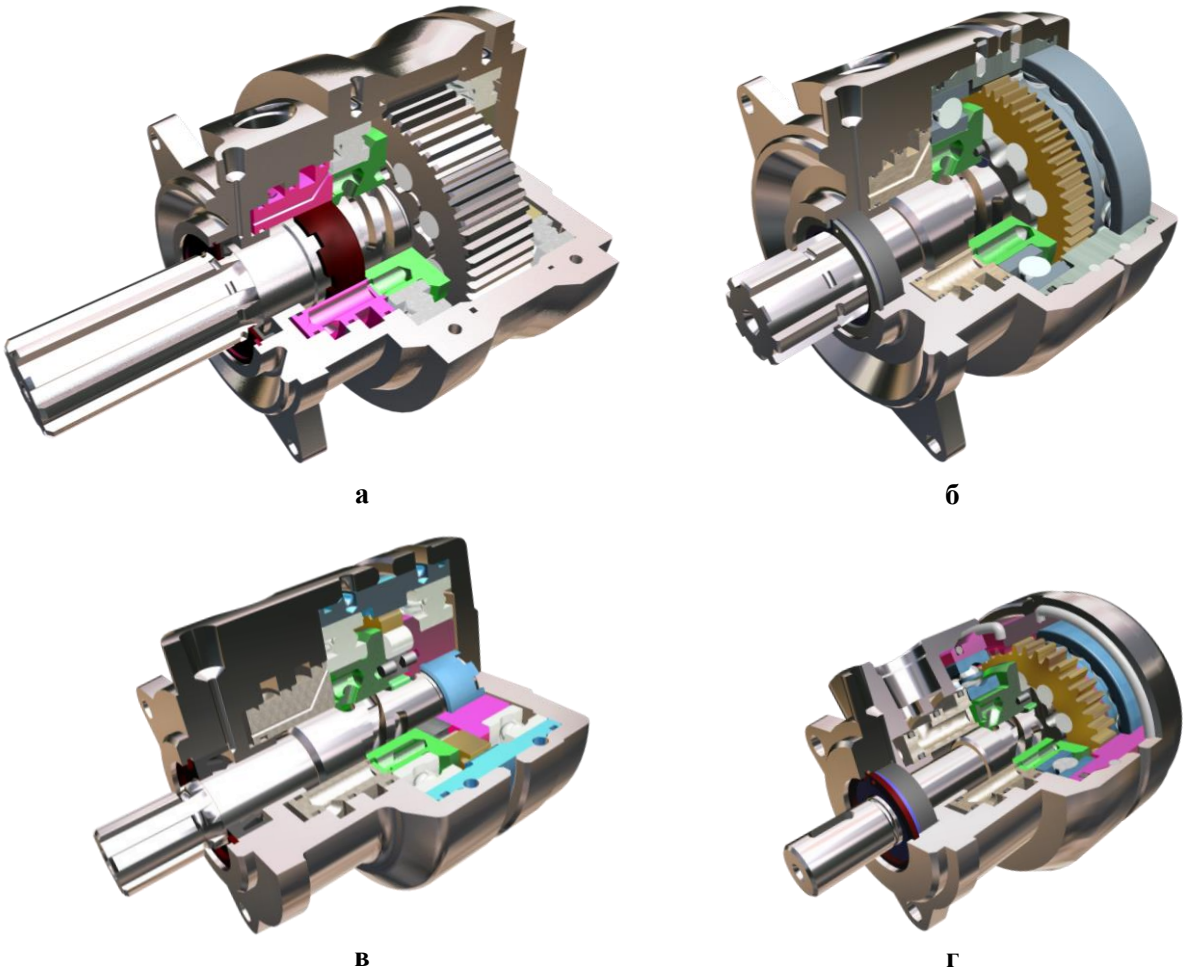


Рис. 2. Конструкція планетарних гідромоторів серії PRG:
а – PRG-33; б – PRG-22; в – PRG-11; г – PRG-8

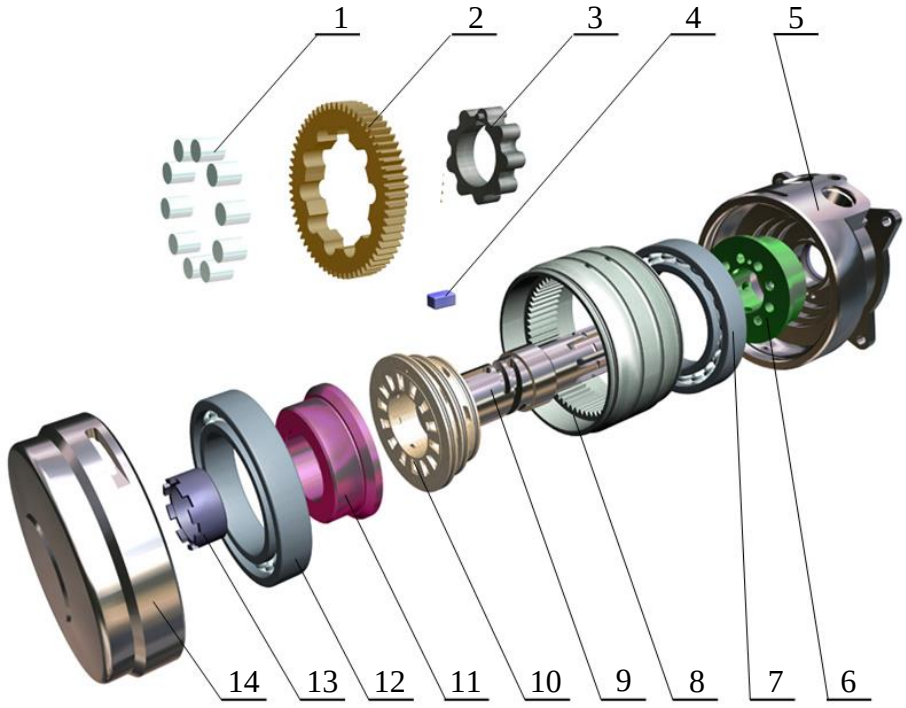


Рис. 3. Кінематичне розташування деталей гідромотора серії PRG:
1 – зуби (ролики); 2 – зовнішній ротор; 3 – внутрішній ротор; 4 – шпонка; 5 – передня кришка; 6 – нерухомий розподільник; 7 і 12 - радіально-упорні шарико-підшипники; 8 – корпус; 9 – вал; 10 – рухомий розподільник; 11 – щока; 13 – гайка; 14 – задня кришка

Внутрішній ротор 3, із зовнішніми зубцями, встановлюється на валу гідромотора 9 і через шпонку 4 передає крутний момент на вал 9 (рис. 3). Зовнішній ротор 2 має внутрішні циліндричні проточки під ролики 1, які утворюють його внутрішню зубчасту поверхню. Внутрішня зубчаста поверхня зовнішнього ротора 2, контактуючи із зовнішньою зубчастою поверхнею внутрішнього ротора 3, утворюють робочі камери системи роторів планетарного гідромотора. Торцевими обмежувачами (замикачами) робочих камер системи роторів є відповідні торцеві поверхні щоки 11 і рухомого розподільника 10.

У зв'язку з тим, що робота системи роторів та компенсуючого механізму гідромоторів серії PRG, аналогічна роботі планетарного редуктора, гідромотори такого типу отримали назву – планетарні або орбітальні [35].

Механізм компенсації планетарного руху роторів планетарного гідромотора.

Механізм компенсації планетарного руху роторів планетарного гідромотора можна представити наступним чином (рис. 4): центр обертання сонячної шестерні 1 (внутрішнього ротора) розташований концентрично геометричному центру коронної шестерні 3, що виконує функції корпусу гідромотора. Сателітом 2, в даній серії гідромоторів, є зовнішній ротор, який контактує своїми внутрішніми зубами (роликами) із зубами сонячної шестерні 1, утворюючи систему роторів з внутрішнім зубчастим гіпоциклоїдальним зачепленням.

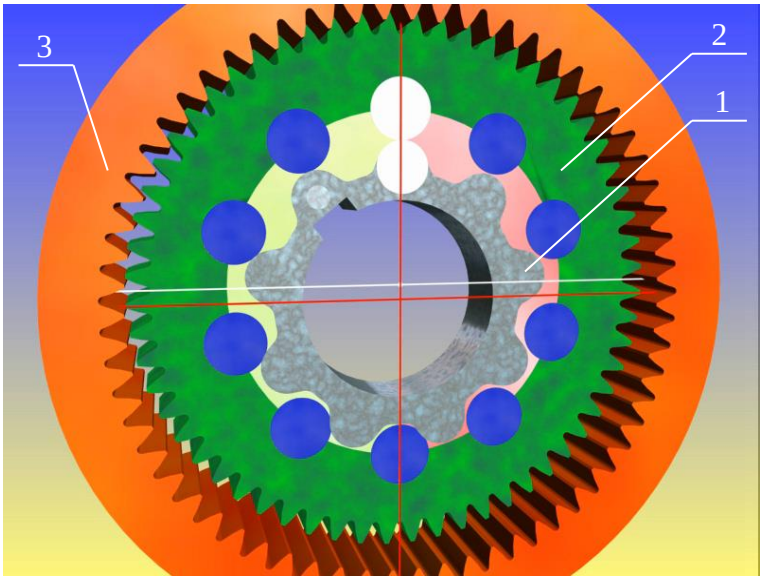


Рис. 4. Схема розташування елементів системи роторів та компенсуючого механізму: 1 – сонячна шестерня (внутрішній ротор); 2 – сателіт (зовнішній ротор); 3 – коронна шестерня (корпус)

Зовнішня, евольвентна зубчаста поверхня сателіту 2 (зовнішнього ротора) взаємодіє з внутрішньою евольвентною зубчастою поверхнею коронної шестерні 3 в планетарних гідромоторах серії PRG одночасно являється механізмом, компенсуючим планетарний рух сателіту 2 (рис. 4). При їх роботі сателіт 2, під дією гідравлічного поля, обкатується навколо сонячної шестерні 1, зі швидкістю обертання гідравлічного поля, повертаючись при цьому, в протилежний бік. Обертове гідравлічне поле, створюване розподільною системою планетарного гідромотора серії PRG, виконує роль водила (кривошипа) планетарного редуктора [36].

За один оборот гідравлічного поля (рис. 4) сонячна шестерня 1 (внутрішній ротор) повертається на один зуб по відношенню до сателіту 2 (зовнішнього ротору), який, в

цей же час, обкатується всередині коронної шестерні 3, повертаючись в ту ж сторону, що і сонячна шестерня 1. Отже, повний оборот вал гідромотора (сонячна шестерня) здійснить за декілька оборотів гідравлічного поля, що визначається кінематичним взаємозв'язком сонячної шестерні, сателіту та коронної шестерні. Тому, планетарні гідромотори мають досить великий робочий об'єм, а отже, мають низьку частоту обертання і високий крутний момент, необхідно для приводу активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки.

Аналіз розглянутої кінематичної схеми розташування елементів системи роторів та компенсуючого механізму в планетарних гідромоторах серії PRG показує, що запропонована кінематика дозволяє також розробляти планетарні гідромотори з великою (більше 80 кВт) потужністю і великим (більше 10000 см^3) робочим об'ємом. Необхідно відзначити, що розробка планетарних гідромоторів з аналогічними параметрами потужності та об'єму при використанні інших кінематичних схем, що застосовуються в гідромашинах подібного типу (орбітальні, геролерні, героторні), є досить важким завданням.

Кінематика переміщення роторів планетарного гідромотора

Основним елементом планетарного (орбітального) гідромотора є система роторів [35]. Вона складається (рис. 5) з нерухомого зовнішнього ротора 1 та рухомого внутрішнього ротора 3 [36]. Для зменшення контактних напружень між спряженими зубами роторів зуби зовнішнього ротора виконують у вигляді вставних роликів 2. Під дією тиску нагнітання $p_н$ робочої рідини внутрішній ротор здійснює плоско-паралельний рух і повертається відносно зовнішнього ротора на кут φ, при цьому його центр описує коло радіусом, рівним ексцентриситету e.

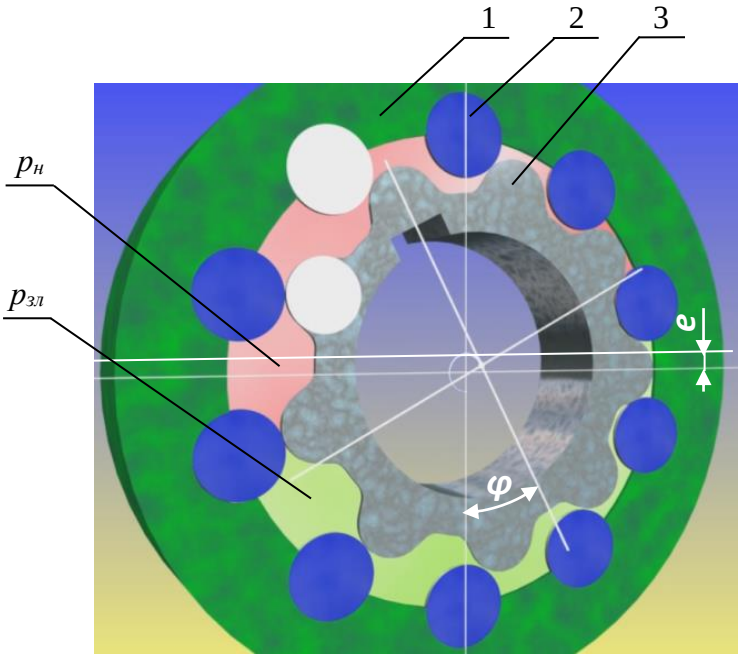


Рис. 5. Схема розташування роторів планетарного гідромотора:
1 – зовнішній ротор; 2 – зуб (ролик) зовнішнього ротора; 3 – внутрішній ротор; e – ексцентриситет; φ – кут переміщення внутрішнього ротора щодо зовнішнього; $p_н$ – тиск робочої рідини на вході у гідромотор (нагнітання); $p_{зл}$ – тиск робочої рідини на виході з гідромотора (злив)

У процесі виготовлення та експлуатації гідромотора неминуче виникають похибки профілю зубів [14, 15], а також допуски на їх обробку, що призводить до появи початкового діаметрального зазору G між роторами (рис. 6) [17, 35]. Зі збільшенням напрацювання внаслідок зносу контактних поверхонь цей зазор постійно зростає. Тому

при аналізі кінематики руху роторів доцільно розрізняти два випадки їх розташування: теоретичний та реальний.

На рисю 3 наведено схеми взаємного розташування внутрішнього та зовнішнього роторів планетарного гідромотора для двох характерних випадків: теоретичного (рис. 6, а) та реального. (рис. 6, б)

Теоретичне розташування роторів (рис. 6, а) відповідає ідеальному випадку повної відсутності діаметрального зазору між зубами внутрішнього і зовнішнього роторів ($G = 0$). У цьому положенні внутрішній ротор одночасно контактує із зовнішнім ротором у чотирьох точках *A, B, C* і *D*. Таке симетричне розміщення контактів по обидва боки лінії, що сполучає центри роторів O_1 і O_2, забезпечує повне гідравлічне розділення робочих камер високого та низького тисків без додаткових ущільнень. Відстань між центрами роторів є сталою і дорівнює ексцентриситету *e*. Під дією результуючої сили *P*, що діє на внутрішній ротор 3 з числом зубів z_1, він під дією тиску нагнітання $p_н$ робочої рідини, переміщаючись плоско-паралельно, повертається на кут φ, обкочуючись по внутрішньому ротору 1 передаючи крутний момент $M_{кр}$ [35].

При реальному розташуванні роторів (рис. 6, б), яке виникає в умовах експлуатації планетарного гідромотора, між роторами існує діаметральний зазор $G > 0$, обумовлений технологічними допусками, температурними деформаціями та зносом [35]. Контакт між роторами зберігається лише в точках *A* і *B*, тоді як у діаметрально протилежних точках *C* і *D* утворюються зазор *G* між відповідними зубами внутрішнього ротора 3 та зовнішнього ротора. Це призводить до втрати жорсткого кінематичного зв'язку між центрами роторів і появи можливості їх відносного переміщення під дією сил тиску робочої рідини. Зона високого тиску $p_н$ при реальному розташуванні роторів, гідравлічно замикається через подвійну щілину висотою *G* (у точках *D* і *C*) із зоною низького тиску $p_{зл}$, викликаючи перетікання, що зменшують об'ємний ККД планетарного гідромотора. Приймаємо таке положення роторів (рис. 6, б), як положення I.

Перехід внутрішнього ротора з положення I у положення II відбувається під дією результуючої сили *P* тиску робочої рідини (рис. 6, в). Переміщаючись в положення II, внутрішній ротор 3 рухається поступово вгору, тобто «спливає» на величину, що визначається значенням діаметрального зазору *G*. Спливання ротора 3 пояснюється відсутністю «жорсткого» кінематичного зв'язку між центрами роторів O_1O_2. У положенні II відбувається зміна контактів зубів: замість точок *A* і *B* (рис. 6), контакт відбувається в точках *B* і *C* (рис. 6, в), що призводить до гідравлічного розділення робочих камер між зонами високого та низького тиску та реалізації ефекту самогерметизації роторів. В даному положенні перетікання відсутні [35].

Після спливання внутрішнього ротора під дією результуючої сили *P*, він повертається на кут φ, передаючи крутний момент $M_{кр}$ та займає положення III (рис. 6, г). У положенні III контакт у точках *B* і *C* зберігається, розділяючи зони високого і низького тисків, що забезпечує стабільність гідравлічного режиму та безперервність робочого процесу [35].

Таким чином, наявність діаметрального зазору, в наслідок відсутності жорсткого кінематичного зв'язку дозволяє роторам займати положення, при якому відбувається самогерметизація роторів, яка характеризується розділом зон високого і низького тисків, і як наслідок, відсутністю перетікань.

При досягнення діаметральним зазором критичного значення ($G = G_{кр}$) внутрішній ротор 3 одночасно контактує із зовнішнім ротором 2 у трьох точках *B, C* та *E* (рис. 6, д), що свідчить про зміну характеру кінематичної взаємодії. У цьому випадку зменшується здатність системи до самогерметизації.

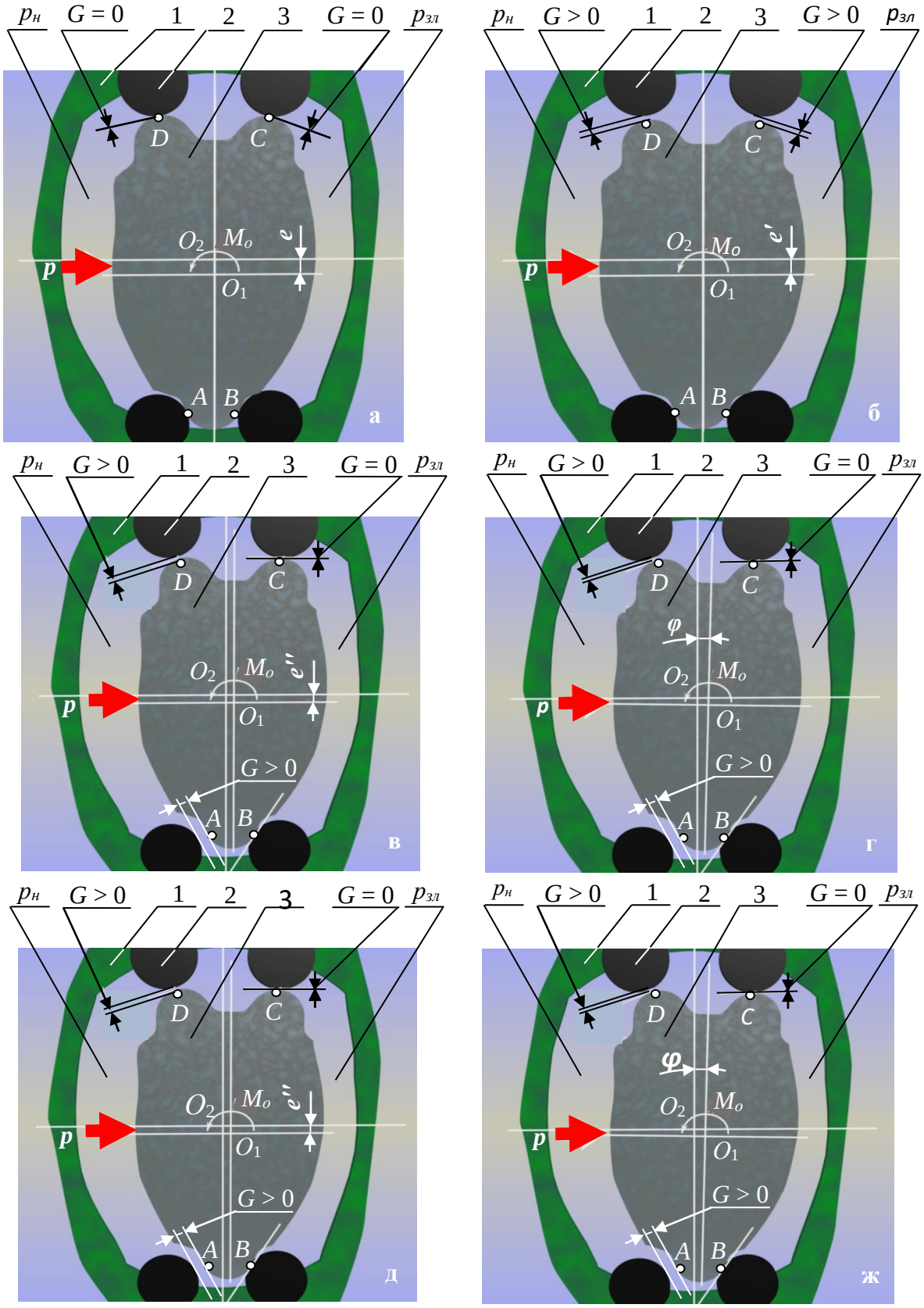


Рис. 6. Кінематика руху внутрішнього ротора:
а – теоретического расположения (G = 0); б – реального расположения (G >0); в, д – «сплив» внутрішнього ротора; г, ж – поворот внутрішнього ротора; e'' – ексцентриситет; φ – кут переміщення внутрішнього ротора; O_1 та O_2 – центру внутрішнього та зовнішнього роторів, відповідно; M_o – момент опорів навантаження; 1 – зовнішній ротор; 2 – зуб (ролик); 3 – внутрішній ротор

При подальшому збільшенні діаметрального зазору ($G > G_{кр}$) контакт між роторами стає нестабільним (рис. 6, ж), ефект самогерметизації зникає повністю. Відсутність самогерметизації супроводжується перетіканнями робочої рідини між зонами високого та низького тиску. У такому режимі планетарний гідромотор втрачає свої характерні переваги та переходить до режиму роботи, характерного звичайним гідравлічним машинам об'ємної дії з пониженим об'ємним коефіцієнтом корисної дії [35].

Аналіз кінематичних особливостей переміщення роторів планетарних гідромашин [35] свідчить (рис. 6), що наявність діаметрального зазору G у поєднанні з відсутністю жорсткого кінематичного зв'язку між роторами призводить до виникнення їх додаткових відносних переміщень, унаслідок чого змінюється характер кінематики руху. Зумовлений цими переміщеннями ефект «самогерметизації» роторів планетарного гідромотора визначає специфічний характер зміни окремих вихідних параметрів гідромоторів даного типу. До таких особливостей належать, зокрема, відсутність витрат робочої рідини через витоки, які є неминучими за наявності зазору між роторами, що, у свою чергу, забезпечує стабілізацію об'ємного коефіцієнта корисної дії, а також зниження кутової швидкості обертання вала гідромотора, спричинене додатковими переміщеннями внутрішнього ротора.

Переміщення робочої рідини в проточних частинах розподільної системи планетарних гідромоторів

Під час експлуатації гідроприводів рух робочої рідини здійснюється через канали трубопроводів із місцевими опорами, а також через робочі вікна, отвори й канали гідравлічних машин. Окрім основних потоків, необхідних для функціонування гідроприводу, виникають додаткові течії в торцевих зазорах між елементами розподільних систем, що спричиняє значні гідравлічні втрати, обумовлені геометрією проточних частин.

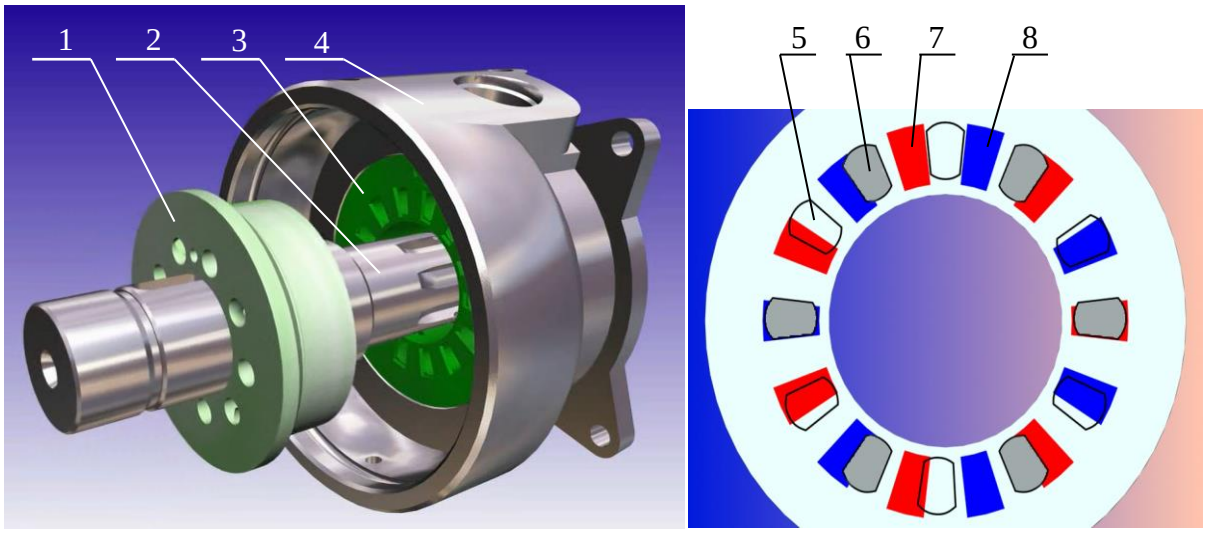
З метою формування гідравлічного поля, необхідного для роботи системи роторsв гідромоторів серії PRG, застосовується торцева розподільуа система [18–21, 27, 31], що складається з передньої кришки, нерухомого та рухомого розподільників та валу гідромотора (рис. 7, а). Нерухомий розподільник 3, встановлений в передню кришку 4 утворює вузол підведення-відведення робочої рідини до гідромотора. Рухомий розподільник 1, встановлений на валу 2 гідромотора утворює вузол розподілу, що підводить (відводить) робочу рідину до робочих камер гідромотора. Під час роботи розподільної системи рухомий розподільник 1, встановлений на валу 2 гідромотора, обертається відносно нерухомого розподільника 3, встановленого в передній кришці 4. Контактування поверхонь нерухомого і рухомого розподільників, на яких виконані спеціальні розподільні вікна (рис. 7, б), утворюють зону формування гідравлічного поля, необхідного для роботи системи роторів планетарного гідромотора серії PRG.

Конструктивно, вузол підведення-відведення робочої рідини виконаний таким чином, що при роботі гідромотора відбувається постійне контактування (підтиск) нерухомого розподільника до рухомого розподільника із заданим зусиллям [31].

На торцевій поверхні нерухомого розподільника 3 (рис. 7, а) виконані вікна нагнітання 7 та зливу 8 (рис. 7, б), з якими контактують робочі 5 та розвантажувальні 6 вікна (рис. 7, б) рухомого розподільника 1 (рис. 7, а) розподільника. Накладання робочих 5 і розвантажувальних 6 вікон розподільника на вікна нагнітання 7 і зливу 8 нерухомого розподільника дозволяє отримати схему миттєвого положення фаз розподілу робочої рідини в розподільній системі планетарного гідромотора серії PRG [21,27].

Схема руху робочої рідини у вузлі підведення-відведення планетарного гідромотора серії PRG демонструє (рис. 8) її переміщення до вузла розподілу та назад. Нерухомий розподільник 4, встановлений у передній кришці 1 гідромотора, забезпечує

безперервний контакт вузла підведення-відведення робочої рідини з розподільним вузлом, в зоні формування гідравлічного поля. Кільцеві канали 5, виконані у нерухомому розподільнику 4, з'єднані з порожнинами підведення 2 і відведення 3 робочої рідини, виконаними в передній кришці 1. Робоча рідина з кільцевих каналів 5 по радіальним каналам 6 потрапляє у вікна нагнітання і зливу 7 золотника 4, і повертається з них.



а **б**

Рис. 7. Розподільна система гідромоторів серії PRG [21, 27]**:**
а – конструктивне виконання; б – схема розташування розподільних вікон; 1 – рухомий розподільник; 2 – вал; 3 – нерухомий розподільник; 4 – передня кришка; 5, 6 – робочі та розвантажувальні вікна рухомого розподільника, відповідно; 7, 8 – вікна нагнітання та зливу нерухомого розподільника, відповідно

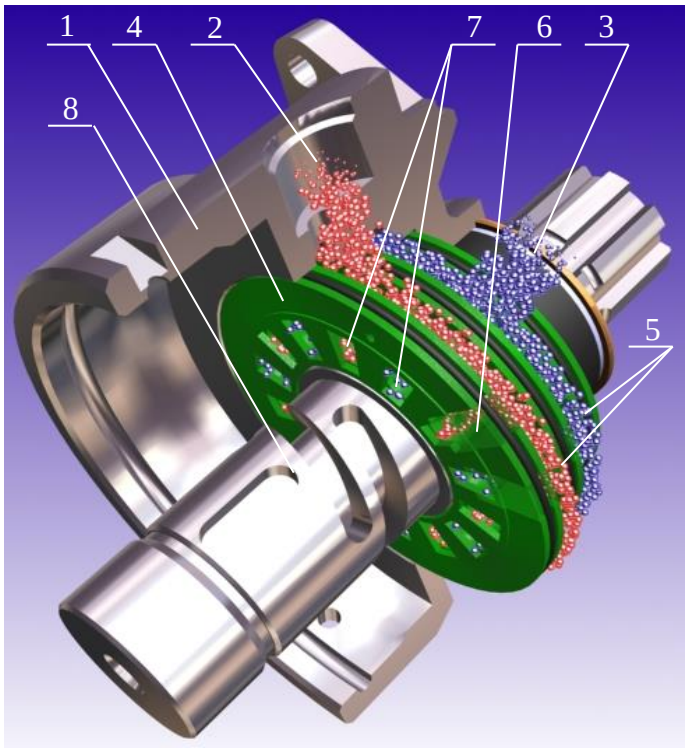
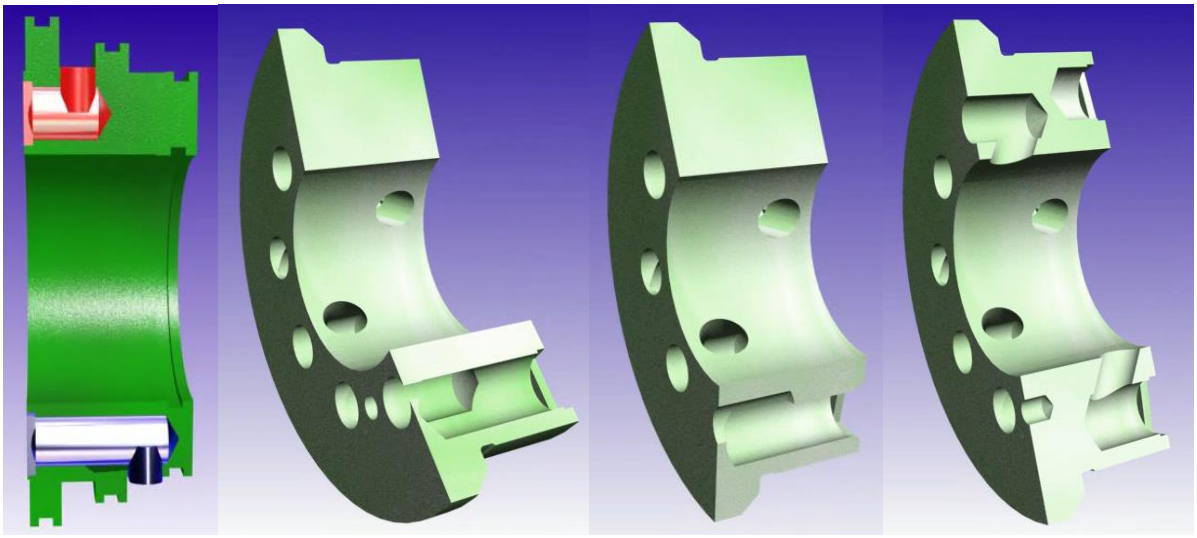


Рис. 8. Схема руху робочої рідини у вузлі підведення-відведення:
1 – передня кришка; 2 – підведення робочої рідини під тиском; 3 – злив робочої рідини; 4 – нерухомий розподільник; 5 – кільцеві канали; 6 – радіальні канали; 7 – розподільні вікна нагнітання та зливу; 8 – вал

У розподільних системах планетарних гідромоторів серії PRG кількість вікон нагнітання 7 та зливу 8 (рис. 7, б), які розташовані на торцевій поверхні нерухомого розподільника, завжди парне. Вікна нагнітання та зливу чергуються через одне. Робоча рідина, що вийшла з вікон нагнітання і зливу 7 нерухомого розподільника 4 (рис. 8), в зоні формування гідравлічного поля, підводиться (відводиться) до робочих 5 і 6 розвантажувальних вікон рухомого розподільника (рис. 7, б). Далі, через канали розподільника робоча рідина підводиться (відводиться) до робочих камер гідромотора.

Отже, фізичні процеси, що відбуваються в планетарних гідромашинах під час роботи, нерозривно пов'язані з рухом робочої рідини через канали з місцевими опорами та вікна розподільної системи. На рис. 9, а показано канали, виконані у нерухомому розподільнику, а на рис. 9, б–г – варіанти каналів у рухомому розподільнику [27].



а **б** **в** **г**

Рис. 9. Канали, якими переміщається робоча рідина:
а – в нерухомому розподільнику; б, в, г – в рухомому розподільнику

Схему руху робочої рідини через канали, виконані у рухомому розподільнику відповідно геометрії (рис. 9), представлено на рис. 10.

На рис. 10, а представлено зону нагнітання, у якій робоча рідина під тиском із кільцевої проточки надходить до радіальних 6, а потім торцевих 7 каналів нерухомого розподільника 5. Далі рідина через вікна нагнітання нерухомого розподільника 5, що сполучаються з робочими вікнами, розташованими на торцевій поверхні рухомого розподільника 3, потрапляє в канали 4 рухомого розподільника (представлений на рис. 9, б). Далі робоча рідина подається до робочої камери, яка утворена внутрішньою зубчастою поверхнею зовнішнього ротора 1 та зовнішньою поверхнею внутрішнього ротора 2. На рис. 10, б показано зону зливу, яка формується в результаті обертання розподільника, в результаті чого, зона нагнітання замінюється зоною зливу. У цій зоні робоча рідина витісняється з камери через канали рухомого розподільника та відповідні канали нерухомого – у зливну порожнину.

На рис. 10, в, г наведено схему руху робочої рідини по каналу розподільника, геометрія якого наведена на рис. 6, в. Рух робочої рідини по каналу (рис. 6, в), аналогічна попередньому: робоча рідина з порожнини високого тиску через канали рухомого розподільника 5 надходить у відповідні робочі вікна рухомого розподільника 3, а далі по каналу 4 подається до робочої камери, яка утворена зубчатими поверхнями зовнішнього 1 та зовнішньою 2 роторів, і навпаки при обертанні рухомого розподільника, з робочої камери – на злив (рис. 10, г).

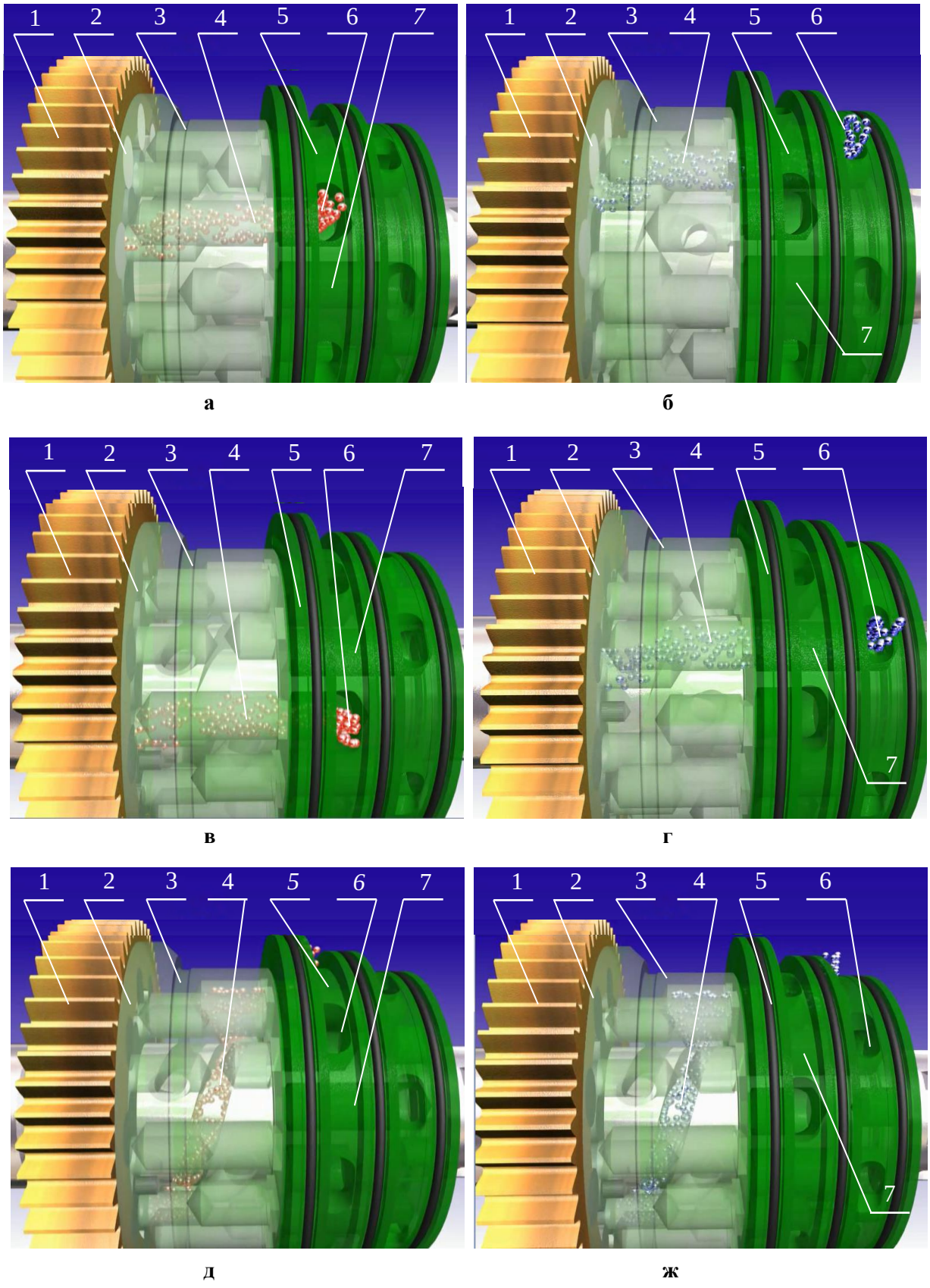


Рис. 10. Рух робочої рідини каналом виконаним у розподільнику, який відповідає: а, б – рис. 9, б: в, г – рис. 9, в; д, ж – рис. 10, г; а, в, д – зона нагнітання; б, г, ж – зона зливу; 1 – зовнішній ротор; 2 – внутрішній ротор; 3 – рухомий розподільник; 4 – канал рухомого розподільника; 5 – нерухомий розподільник; 6 – радіальний канал нерухомого розподільника; 7 – торцевий канал нерухомого розподільника

На рис. 10, д, ж представлено рух робочої рідини в розподільній системі планетарного гідромотора за умови застосування додаткових розвантажувальних вікон, що відповідає геометрії каналу, наведеного на рис. 6, г. Робоча рідина під тиском через радіальні 6, торцеві 7 канали та вікна нагнітання нерухомого розподільника потрапляють до розвантажувального вікна рухомого розподільника 3. Далі рідина по каналу 4 розподільника сполучається з гвинтовою канавкою, виконаною на валу, і подається до діаметрально протилежної робочої камери. Така схема забезпечує часткове вирівнювання тиску та зменшення навантажень на елементи розподільної системи. Зона злива формується при подальшому обертанні рухомого розподільника (рис. 10, ж). У цьому режимі робоча рідина витісняється з робочої камери, проходить по каналу розподільника та гвинтовій канавці вала до зливного вікна золотника, після чого через торцеві 7 та радіальні 6 канали золотника надходить у зливну порожнину. Запропонована схема руху рідини сприяє зниженню гідравлічних втрат і підвищенню стабільності роботи розподільної системи рланетарних гідромоторів серії PRG.

Аналіз схем взаємодії елементів розподільної системи в планетарних гідромоторах серії PRG показує, що запропоновану систему розподілу можна використовувати при розробці планетарних гідромоторів з великим (більше 10000 см^3) робочим об'ємом та великою (більше 80 кВт) потужністю. У той же час, необхідно відзначити, що запропонована розподільна система, неприйнятна при розробці планетарних гідромоторів потужністю менше 8-6 кВт і робочим об'ємом менше 30 см^3.

Ущільнення вихідного кінця валу планетарного гідромотора

Особливістю запропонованої кінематичної схеми взаємодії елементів системи роторів в планетарних гідромоторах серії PRG (рис. 11), на відміну від інших кінематичних схем планетарних (орбітальних) гідромашин, є наявність зони високого тиску *B* в корпусі 6 планетарного гідромотора. Високий тиск в корпусі 6 створюється в результаті попадання робочої рідини, яка знаходиться в робочих камерах системи роторів 5 під тиском нагнітання, в зону *B*, через зазори утворені торцевими поверхнями елементів системи роторів 5, торцевою поверхнею рухомого розподільника 4 і торцевим замикачем 8 (щокою). завершує конструкцію гідромотора.

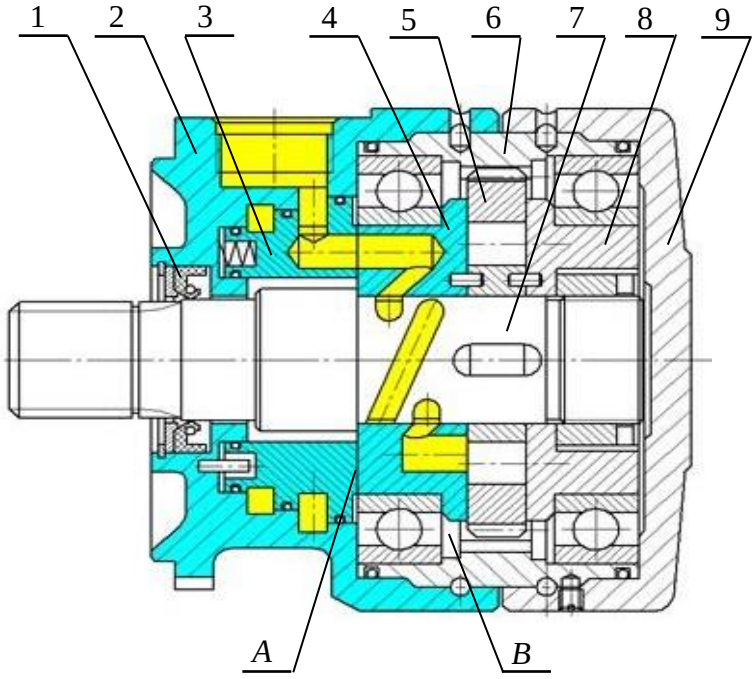


Рис. 11. Планетарний гідромотор серії PRG:
1 – ущільнення; 2 – передня кришка; 3 – золотник; 4 – розподільник; 5 – блок витискувачів; 6 – корпус; 7 – вал; 8 – щока (торцевий замикач); 9 – задня кришка; А – зона формування гідравлічного поля; В – зона високого тиску

Після заповнення зони «В», тиск у цій зоні та в робочих камерах системи роторів 5 вирівнюється, що запобігає подальшому витоку рідини з робочих камер по торцевих зазорах. В результаті такої «герметизації» торцевих витоків, об'ємний ККД системи роторів значно підвищується і позитивно впливає на збільшення об'ємного ККД гідромотора, досягаючи при цьому значення 0,9 і вище.

Наявність високого тиску в корпусі 6 гідромотора (рис. 11) пред'являє додаткові вимоги до елементів ущільнення вихідного кінця вала 7 гідромотора. Таке ущільнення повинно бути торцевого типу, мати можливість охолодження та змащування контактуючих поверхонь, при чому їх шорсткість у місцях контакту, не повинна перевищувати R_z = 0,1...0,05 мкм [11, 34]. У зв'язку з цим, при проектуванні розподільної системи гідромоторів серії PRG, вирішувалося завдання поєднання елементів розподільної системи та ущільнювального пристрою. Тому, рухомий 4 і нерухосий 3 розподільники, проектувалися таким чином, що їх поверхні утворюють зону формування гідравлічного поля «А» та одночасно виконують функцію торцевого ущільнення.

У процесі роботи гідромотора, робоча рідина, від передньої кришки 2, через систему каналів підводиться до робочих камер системи роторів 5 (рис. 11). Проходячи через нерухомий 3 і рухомий 4 розподільники, робоча рідина охолоджує і змащує контактуючі поверхні в зоні формування гідравлічного поля «А». Шорсткість контактуючі поверхонь не перевищує R_z = 0,1...0,05 мкм.

Таким чином, у планетарних гідромоторах серії PRG, елементи системи розподілу робочої рідини одночасно виконують функцію торцевого ущільнення вихідного кінця валу гідромотора. При чому ущільнення 1 манжетного типу (рис. 11), виконує функцію звичайного ущільнення вихідного кінця валу гідромотора, передбаченого у гідромашинах аналогічних конструкцій.

За результатами проведених досліджень розроблено уніфіковані ряди планетарних гідромоторів серії PRG, які представлені чотирма типорозмірними рядами: PRG-33, PRG-22, PRG-11 та PRG-8. Їх характерною особливістю є широкий діапазон частоти обертання вихідного вала (40…2500 хв$^{-1}$), компенсація орбітального руху роторів за рахунок зовнішнього зубчастого зачеплення та використання торцевої розподільної системи.

Розглянуті гідромотори призначені для гідрофікації приводів активних робочих органів та ходових систем сільськогосподарської, будівельної, дорожньої та іншої самохідної техніки та забезпечують стабільну роботу в діапазоні потужностей від 8 до 33 кВт.

Висновки.

Розроблені планетарні гідромотори серії PRG призначені для гідрофікації мехатронних систем з гідравлічним приводом активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки. Вони представлені чотирма типорозмірними уніфікованими рядами гідромоторів PRG-33, PRG-22, PRG-11 та PRG-8 з номінальною потужністю 33, 22, 11 та 8 кВт, відповідно, які здатні забезпечити частоту обертання робочого органу в діапазоні від 1420 до 75 хв$^{-1}$. Гідромотори кожного уніфікованого ряду мають однакові приєднувальні розміри та вхідні характеристики, а відрізняються лінійним габаритним розміром, масою та вихідними характеристиками, у діапазоні зміни робочого об'єму від 35 до 1600 см^3.

Експлуатаційна ефективність гідромоторів серії PRG визначається чотирма основними вузлами – система роторів, розподільний пристрій, механізм, що компенсує планетарний рух роторів та ущільнення вихідного кінця валу гідромотора. В результаті проведених досліджень обґрунтовано схеми взаємодії елементів системи роторів та розподільної систем. Запропоновано механізм, що компенсує планетарний рух роторів, аналогічний до роботи планетарного редуктора, а також торцеве ущільнення вихідного

кінця валу гідромотора, яке виконане на основі елементів розподільної системи.

Аналіз розглянутої кінематичної схеми розташування елементів системи роторів та компенсуючого механізму в планетарних гідромоторах серії PRG показує, що запропонована кінематика дозволяє розробляти планетарні гідромотори з великою (більше 80 кВт) потужністю і великим (більше 10000 см^3) робочим об'ємом. Необхідно відзначити, що розробка планетарних гідромоторів з аналогічними параметрами потужності та об'єму при використанні інших кінематичних схем, що застосовуються в гідромашинах подібного типу (орбітальні, геролерні, героторні), є досить важким завданням.

Кінематичні особливості переміщення роторів планетарних гідромашин свідчать про наявність діаметрального зазору у поєднанні з відсутністю жорсткого кінематичного зв'язку між роторами, що призводить до виникнення їх додаткових відносних переміщень, унаслідок чого змінюється характер кінематики руху. Зумовлений цими переміщеннями ефект «самогерметизації» роторів планетарного гідромотора визначає специфічний характер зміни окремих вихідних параметрів гідромоторів даного типу. До таких особливостей належать, зокрема, відсутність витрат робочої рідини через витоки, які є неминучими за наявності зазору між роторами, що, у свою чергу, забезпечує стабілізацію об'ємного коефіцієнта корисної дії, а також зниження кутової швидкості обертання вала гідромотора, спричинене додатковими переміщеннями внутрішнього ротора.

Аналіз схем взаємодії елементів розподільної системи в планетарних гідромоторах серії PRG показує, що запропоновану систему розподілу можна використовувати при розробці планетарних гідромоторів з великим (більше 10000 см^3) робочим об'ємом та великою (більше 80 кВт) потужністю. У той же час, необхідно відзначити, що запропонована розподільна система, неприйнятна при розробці планетарних гідромоторів потужністю менше 8-6 кВт і робочим об'ємом менше 30 см^3.

Проведеними дослідженнями встановлено, що у планетарних гідромоторах серії PRG, елементи системи розподілу робочої рідини одночасно виконують функцію торцевого ущільнення вихідного кінця валу гідромотора.

Список використаних джерел

1. Panchenko, A., Voloshina, A., Milaeva, I., Luzan, P. Operating conditions' influence on the change of functional characteristics for mechatronic systems with orbital hydraulic motors. *Modern Development Paths of Agricultural Production. Springer, Cham*, 2019. 169–176, https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18
2. Gamez-Montero P., Codina E. and Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. *Energies*, 2019. 12 (12). 2423. https://doi.org/10.3390/en12122423.
3. Rundo, M. Models for flow rate simulation in gear pumps: A review. Energies 2017, 10, 1261. https://doi.org/10.3390/en10091261.
4. Choi, T.H., Kim, M.S., Lee, G.S., Jung, S.Y., Bae, J.H., Kim, C. Design of rotor for internal gear pump using cycloid and circular-arc curves. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134. 011005. https://doi.org/10.1115/1.4004423
5. Онопрейчук Д.В., Мірієв К.І. Визначення ресурсу аксіально-поршневих насосів гідроприводів будівельних машин. *Збірник наукових праць УкрДАЗТ*, 2014. Вип. 147. С. 177–180.
6. Hemmi, M., Morita, R., Hirota, Y., Inoue, K., Nabae, H., Endo, G., Suzumori, K. Development of Hydraulic Tough Motors with High Power Density and their Application to a 7-axis Robotic Arm. *International Symposium on System Integration*, 2019. 264–269.
7. Vacca A., Klop R., Ivantysynova M. A numerical approach for the evaluation of the effects of air release and vapour cavitation on effective flow rate of axial piston machines. *International Journal of Fluid Power*, 2010. 11 (1). 33–45. https://doi.org/10.1080/14399776.2010.10780996.

8. Altare G., Rundo M. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability. *Journal of Fluids Engineering*, 2016. 138 (11). FE-15-1757. https://doi.org/10.1115/1.4033675.

9. Biernacki, K. Selection of the optimum tooth profile for plastic cycloidal gears. *Journal of mechanical engineering science*, 2014. 228 (18). 3395–3404.

10. Chiu-Fan H. Flow Characteristics of Gerotor Pumps with Novel Variable Clearance Designs. *Journal of Fluids Engineering*, 2015. 137 (4). FE-14-1137. https://doi.org/10.1115/1.4029274.

11. Kiurchev, S., Abdullo, M.A., Vlasenko, T., Prasol, S., Verkholantseva, V. Automated Control of the Gear Profile for the Gerotor Hydraulic Machine. InterPartner 2022: *Advanced Manufacturing Processes IV. LNME. Springer, Cham*, 2023. 32–43. https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_4

12. Kiurchev, S., Kyurchev, V., Fatyeyev, A., Tynyanova, I., Mudryk, K. Influence of the Radius of Curvature of the Teeth on the Geometric and Functional Parameters of the Rotors of the Planetary Hydraulic Motor. InterPartner 2023: *Advanced Manufacturing Processes V. LNME. Springer, Cham*, 2024. 450–461. https://doi.org/10.1007/978-3-031-42778-7_42.

13. Панченко А.І., Волошина А.А. Гідравлічні машини планерного типу: електронний навчальний посібник. Запоріжжя: ТДАТУ, 2023. URL: https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/mstsm_1/.

14. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Пастушенко С.І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. *Праці ТДАТУ*, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33–48. https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-33-48.

15. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Холод І.М., Волошин А.А. Вплив похибки зубчастого профілю роторів планетарного гідромотора на його технічний стан. *Праці ТДАТУ*, 2025. Вип. 25. Том 1. С. 36–44. https://doi.org/10.32782/2078-0877-2025-25-1-5

16. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 1. С. 82–92. https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-1-82-92.

17. Kyurchev, V., Kiurchev, S., Rezvaya, K., Pastushenko, A. Głowacki, S. Experimental Evaluation of the Impact of the Diametral Clearance on Output Characteristics of a Planetary Hydraulic Motor. In: Ivanov V. et al. (eds). DSMIE 2023: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI. LNME. Springer, Cham*, 2023. 2. 84–94. https://doi.org/10.1007/978-3-031-32774-2_9.

18. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А. Обґрунтування геометричних параметрів розподільних систем планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*, 2020. Вип. 20. Т. 2. С. 23-35. https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-2-23-35.

19. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Вплив конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотору на зміну його функціональних параметрів. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2022. Вип. 12. Т. 1. https://doi.org/10.31388/2220-8674-2022-1-1.

20. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Холод І.М, Волошин А.А. Вплив геометричних параметрів розподільних систем на стабілізацію вихідних характеристик планетарних гідромашин. *Праці ТДАТУ*, 2023. Вип. 23. Т. 2. С. 6–24. https://doi.org/10.31388/2078-0877-2023-23-2-6-24.

21. Панченко А.І., Волошина А.А., Засядько А.І. Проектування розподільних систем торцевого типу (на прикладі планетарних гідромоторів): монографія. Запоріжжя: ТОВ «Науково-виробнича компанія «Інтер-М», 2023. 134 с.

22. Stryczek, J., Bednarczyk, S., Biernack K. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 2014. 14

(4). 647–660. https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.005.

23. Stryczek, J., Bednarczyk, S., Biernack K. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. *Archives of Civil and Mechanical Engineerin*, 2014. 14 (3). 391–397. https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.008.

24. Gamez-Montero P., Castilla, R., Khamashta, M., Codina E. Contact problems of a trochoidal-gear pump. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2006. 48 (12). 1471–1480. https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2006.06.013

25. Chang, Y.J., Kim, J.H., Jeon, C.H., Chul, K., Jung, S.Y. Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump. *Journal of Mechanical Design*, 2006. 129 (10). 1099–1105. https://doi.org/10.1115/1.2757629.

26. Gamez-Montero, P.J., Garcia-Vilchez, M., Raush, G., Freire, J., Codina, E. Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB. *Journal of Mechanical Design*, 2012. 134 (5). 054502-7. https://doi.org/10.1115/1.4006440.

27. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора. *Праці ТДАТУ*, 2017. Вип. 17. Т. 3. С. 33–50.

28. Siano, D., Frosina, E., Senatore, A. Diagnostic Process by Using Vibrational Sensors for Monitoring Cavitation Phenomena in a Getoror Pump Used for Automotive Applications. *Energy Procedia*, 2017. 126. 1115–1122. https://doi.org/10.1016/j.egypro. 2017.08.269.

29. Pellegri, M., Vacca, A. Numerical simulation of Gerotor pumps considering rotor micro-motions. *Meccanica*, 2017. 52. 1851–1870. https://doi.org/10.1007/s11012-016-0536-6

30. Kiurchev, S., Luzan, P., Zasiadko, A., Radionov, H., Boltianska, N. Influence of the flow area of distribution systems on changing the operating parameters of planetary hydraulic motors. IOP Conference Series: *Materials Science and Engineering*, 2021. 1021. 012037. https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012037.

31. Hutsol, T. European Green Deal: Improving the Efficiency of Using Planetary Hydraulic Machines. *Energies*, 2023. 16 (18). 6481. https://doi.org/10.3390/en16186481.

32. Yeremenko, O., Abdullo, M. A., Boltianska, N., Mikhalchenko, S., Verkholantseva, V. Reducing the Pulsation of the Working Fluid in Planetary Hydraulic Machines by Rational Design of Their Distribution Systems. DSMIE 2022: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. LNME. Springer, Cham*, 2022. 2. 133–143. https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1_13.

33. Kyurchev, V., Kiurchev, S., Rezvaya, K., Fatyeyev, A., Głowacki, S. Assessing the Reliability of a Mathematical Model of Working Processes Occurring in a Hydraulic Drive. DSMIE 2024: *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII. LNME. Springer, Cham*, 2024. 281–292. https://doi.org/10.1007/978-3-031-63720-9_24.

34. Kiurchev, S., Kyurchev, V., Radkevych, O., Fatyeyev, O., Hrechka, I. Monitoring the Accuracy of Manufacturing Elements of the End Distribution System of a Hydraulic Motor Planetary Type. Interpartner 2024: *Advanced Manufacturing Processes VI. LNME. Springer, Cham*, 2025. 712–723. https://doi.org/10.1007/978-3-031-82746-4_63.

35. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Вплив величини діаметрального зазору на кінематику руху внутрішнього ротора орбітального гідромотора. *Науковий вісник ТДАТУ*, 2023. Вип. 13. Т. 1. https://doi.org/10.31388/2220-8674-2023-1-3.

36. Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А., Волошин А.А. Конструктивні особливості гідравлічних машин з циклоїдальним зачепленням. *Промислова гідравліка і пневматика*, 2025. № 1 (75). С. 5-26.

Стаття надійшла до редакції 15.10.2025
Стаття прийнята 22.10.2025
Статтю опубліковано 15.12.2025

CC BY

DESIGN AND ARRANGEMENT FEATURES OF PRG SERIES PLANETARY HYDRAULIC MOTORS

A. Panchenko[1], A. Voloshina[1], I. Kholod[1], I. Panchenko[1], A. Voloshin[2]
[1]*Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University*
[2]*Melitopol Vocational College of TSATU*

Summary

Planetary hydraulic motors are increasingly being used in mechatronic modules with hydraulic drives for active working parts and chassis systems of modern self-propelled equipment. The operational efficiency of these hydraulic motors is determined by four main components: the rotor system, the distribution device, the mechanism compensating for the planetary motion of the rotors, and the seal at the output end of the hydraulic motor shaft. To improve the efficiency of self-propelled equipment by stabilizing the output characteristics of the actuators, the PRG series of planetary hydraulic motors has been developed. These motors are available in four standardized sizes: the PRG-33, PRG-22, PRG-11, and PRG-8, with rated power of 33, 22, 11 and 8 kW and output shaft speeds from 1420 to 75 min^{-1}. Hydraulic motors in each standardized series have identical connection dimensions and input characteristics, but differ in their linear dimensions, weight, and initial characteristics over a displacement range of 35 to 1,600 cm^3. The conducted research substantiated the interaction patterns of rotor system and distribution system elements. A mechanism compensating for the planetary motion of rotors, similar to the operation of a planetary gearbox, is proposed, as well as a mechanical seal for the output shaft end of the hydraulic motor, based on distribution system elements. Analysis of the kinematic arrangement of rotor system elements and the compensating mechanism, as well as the interaction of distribution system elements in the PRG series hydraulic motors, demonstrates that the proposed kinematics enables the development of planetary hydraulic motors with high power (over 80 kW) and large displacement (over 10,000 cm^3).

Keywords: compensating mechanism, rotor system, rotor motion kinematics, toothed profile, distribution system, flow parts, working fluid movement.